

【特許請求の範囲】

【請求項1】 a. 流体中にある方向に音響エネルギーを循環させるための環状体と、
b. 該環状体内に配置された蓄熱器と、
c. 前記循環する音響エネルギーの方向に関し、前記蓄熱器の下流側に配置された第1の熱交換器と、
d. 前記蓄熱器の上流側に配置された第2の熱交換器と
を有するピストンレス進行波装置であって、
e. 前記環状体内に配置され、前記流体の時間平均の質量流量を最小限とするための質量流量抑制器
からなるピストンレス進行波装置。

【請求項2】 f. 前記環状体内において、前記第1または第2の熱交換器のうちの装置の動作温度にある方の近傍に配置され、前記熱交換器を熱的に絶縁する熱緩衝柱
をさらに含む請求項1記載のピストンレス進行波装置。

【請求項3】 前記環状体が、循環する音響エネルギーの波長よりも短い請求項1または2記載のピストンレス進行波装置。

【請求項4】 前記環状体が、音響イナータンス部と音響コンプライアンス部とを構成する請求項3記載のピストンレス進行波装置。

【請求項5】 前記熱緩衝柱の直径が、流体の粘性浸透深さよりも大きい請求項2記載のピストンレス進行波装置。

【請求項6】 前記熱緩衝柱の長さが、流体分子の変位の振幅のピーク・トゥ・ピークよりも大きい請求項2記載のピストンレス進行波装置。

【請求項7】 前記熱緩衝柱が、テーパ型である請求項5または6記載のピストンレス進行波装置。

【請求項8】 前記質量流量抑制器が、柔軟性のある膜である請求項1または2記載のピストンレス進行波装置。

【請求項9】 前記質量流量抑制器が流体ジェットポンプであり、該ジェットポンプが、当該ジェットポンプを通過する質量流量と反対の圧力低下を生じさ

せるために、非対称な終端効果をもたらすのに有効な幾何形状を有する請求項 1 または 2 記載のピストンレス進行波装置。

【請求項 1 0】 前記装置が冷凍機であり、下流側の熱交換器が低温熱交換器である請求項 1 または 2 記載のピストンレス進行波装置。

【請求項 1 1】 前記環状体が、循環する音響エネルギーの波長よりも短い請求項 1 0 記載のピストンレス進行波装置。

【請求項 1 2】 前記環状体が、音響イナータンス部と音響コンプライアンス部とを構成する請求項 1 1 記載のピストンレス進行波装置。

【請求項 1 3】 前記装置がエンジンであり、下流側の熱交換器が高温熱交換器である請求項 1 または 2 記載のピストンレス進行波装置。

【請求項 1 4】 前記環状体が、循環する音響エネルギーの波長よりも短い請求項 1 3 記載のピストンレス進行波装置。

【請求項 1 5】 前記環状体が、音響イナータンス部と音響コンプライアンス部とを構成する請求項 1 4 記載のピストンレス進行波装置。

【請求項 1 6】 前記装置がヒートポンプであり、上流側の熱交換器が高温熱交換器である請求項 1 または 2 記載のピストンレス進行波装置。

【請求項 1 7】 前記環状体が、循環する音響エネルギーの波長よりも短い請求項 1 6 記載のピストンレス進行波装置。

【請求項 1 8】 前記環状体が、音響イナータンス部と音響コンプライアンス部とを構成する請求項 1 7 記載のピストンレス進行波装置。

【請求項 1 9】 第 2 の蓄熱器を有し、前記音響エネルギーを生成するためのエンジンと、

前記第 2 の蓄熱器の、前記音響エネルギーの伝播方向に対して下流にある高温熱交換機と、

前記第 2 の蓄熱器の上流にある周温熱交換器と
をさらに含む請求項 1 0 記載のピストンレス進行波装置。

【請求項 2 0】 前記エンジンが、前記冷凍機を備えた環状体に接続された第 2 の環状体に設けられ、
該第 2 の環状体が、第 2 の質量流束抑制器を有する請求項 1 9 記載のピストンレ

ス進行波装置。

【請求項 2 1】 前記エンジンが、前記冷凍機を備えた環状体内に配置された請求項 1 9 記載のピストンレス進行波装置。

【請求項 2 2】 少なくとも第 2 の環状体内に第 2 の冷凍機を備え、該第 2 の環状体はその容積の少なくとも一部分を前記環状体と共有し、前記冷凍機および前記第 2 の冷凍機の並列接続が形成される請求項 1 0 記載のピストンレス進行波装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

〔連邦の権利に関する記述〕

本発明は、米国エネルギー省によって裁定された契約第W-7405-ENG-36号に基づき、政府のサポートによってなされた。政府は、本発明に関してある権利を有する。

【0002】

〔技術分野〕

本発明は、一般的には、進行波エンジンおよび冷凍機に関し、さらに具体的には、スターリングエンジンおよび冷凍機として動作する進行波エンジンおよび冷凍機に関する。

【0003】

〔背景技術〕

本発明には、多くの重要な先行技術が存在する。最も重要な先行技術は、100年の歴史を有するスターリングエンジンおよび冷凍機である。スターリングエンジンおよび冷凍機から可動部品を除去する重要なステップは、William Bealeがスターリング装置の「フリーピストン」変種を発明した1969年に始まった。この変種では、クランクシャフトおよびリンク機構がガススプリングによって置換され、ピストンが所望の振動数、振幅、および位相で共振運動を起こすように、ガスのバネ定数およびピストンの質量を選択できるようにされた。

【0004】

Ceperleyの「短進行波ヒートエンジンのゲインと効率」(“Gain and efficiency of a short traveling-wave heat engine,” 77 J. Acoust. Soc. Am., p. 1239-1294 (1985)) は、スターリングエンジンおよび冷凍機の本質が、音響進行波を想起させるような、圧力および速度振動が同期している蓄熱器（および隣接した熱交換器）であること、したがって、スターリング熱交換器構成要素を含み本質的にドーナツ形状を有している音響ネットワークが、そのような同期を与えることができることを暗示している。Ceperleyは、カルノー効率の8

0%に近い効率が、そのような構成で原理的に可能であると主張した。Ceperleyの貢献は、CeperleyがBealeのガススプリング効果に加えてガス慣性効果を使用し、それによってBealeの発明の大きなピストンを除去した点で、Bealeの貢献の延長と見ることができよう。Ceperleyによる他の関連する教示が、1978年9月19日に発行された米国特許4,113,380、および1982年10月26日に発行された米国特許4,355,517に記述されている。しかし、Ceperleyは、どのようにして実用的装置を実現するか教示を与えなかった。

【0005】

通常のオリフィスバルス管冷凍機 (OPTR) (Radebaugh, "A review of pulse tube refrigeration," 35 Adv. Cryogenic Eng., pp. 843-844 (1992)) は、スターリング冷凍機のように熱力学的に動作するが、低温可動部品は、受動構成要素、すなわち、バルス管として知られる熱緩衝柱 (a thermal buffer column) および消散音響インピーダンス網 (a dissipative acoustic impedance network) によって置換されている。OPTRの効率

【数1】

$$\dot{Q}_C / \dot{W}$$

は、基本的に温度比 T_C / T_0 によって制約される。この温度比は、消散音響インピーダンス網に固有な不可逆性のために、カルノー値 $T_C / (T_0 - T_C)$ よりも低い。Tは温度であり、

【数2】

$$\dot{Q}_C$$

は熱であり、

【数3】

$$\dot{W}$$

は仕事であり、添え字0およびCは、それぞれ周囲環境および低温側を指す。O

PTRは、スターリング装置から可動部品を除去する他の手段と見ることができ
る。しかし、OPTRの効率は、スターリング装置の効率よりも基本的に小さく
、またOPTRは、冷凍機だけに応用可能である。

【0006】

通常のOPTRは、長い間、パルス管として知られる熱緩衝柱を使用してき
た。しかし、最近まで、この構成要素は相当な熱漏洩を伴った。しかし、1997
年11月21日出願された米国特許出願第08/975,766号で説明され
ているように、テーパ管を使用することによって、そのような熱緩衝柱に沿った
熱漏洩を、OPTRの冷却力の5%までに小さくすることができる。熱緩衝柱は
、2ピストンスターリング冷凍機およびOPTRで使用されてきたが、スターリ
ングエンジンでは使用されなかった。

【0007】

2重入口OPTRとの関連では、Gedeonの「スターリングおよびパルス
管極低温冷凍機におけるDCガスフロー」 ("DC gas flows in Stirling and pu
lse-tube cryocoolers," in Ross ed., Cryocoolers 9, pp. 385-392 (Plenum, NY 199
7))が、閉ループ通路が定常質量流束のために存在するとき、どのようにしてゼ
ロでない時間平均質量流束

【数4】

$$\dot{M}$$

が、スターリングおよびパルス管極低温冷凍機で生じるかを説明している。スタ
ーリングエンジンまたは冷凍機を通る

【数5】

$$\dot{M}$$

は、ゼロに近いことが必須である。それは、大きな定常エネルギー流束

【数6】

$$\dot{M}c_p(T_0 - T_C)$$

が、望ましくない熱負荷を冷凍機の低温側熱交換器へ加えないようにする、あるいは、大きな定常エネルギー流束

【数 7】

$$\dot{M}c_p(T_H - T_0)$$

が、大きな熱量をエンジンの高温側熱交換器から取り去ってしまわないようにするためである。これらのいずれの場合にも、効率が低下してしまうからである。ここで c_p は、単位質量当たりのガス等圧比熱である。

【0008】

本発明への直接関連度が小さい他の先行技術は、過去20年の間にロスアラモス国立研究所などで開発された従来型の熱音響エンジンおよび冷凍機群である。これらは、ガス圧力振動と速度振動との間の定常波に近い同期を使用して、また、スタック内の故意の不完全熱接触（そうでないと、蓄熱器と間違えられるかも知れない）を使用して、固有に不可逆的なサイクルで動作する。したがって、固有の不可逆性および他の実用的問題が、最良の定常波熱音響エンジンおよび冷凍機を、カルノー効率の25%よりも下へ大きく制限した。

【0009】

本発明の様々な目的、利点、および新規な特徴は、一部分は以下の説明で呈示され、一部分は以下の説明を試験することによって当業者に明らかとなるか、本発明の実施によって習得されるであろう。本発明の目的および利点は、添付のクレームで具体的に指摘される手段および組み合わせによって実現および獲得されるであろう。

【0010】

[発明の開示]

前記および他の目的を達成するため、また、これまで具体的および包括的に説明した本発明の目的に従えば、本発明はピストンを使用しないスターリング装置を含む。音響エネルギー（acoustic energy）は、環状体（a torus）内を流体を介してある方向に循環する。1つの実施形態において、環状体との間で音響エネルギーを伝達するため、環状体へ側方分岐（a side branch）が接続される。蓄

熱器 (a regenerator) が環状体の中に置かれ、第1の熱交換器 (a first heat exchanger) が、循環する音響エネルギーの方向に対して蓄熱器の下流にあたる蓄熱器の第1の側に置かれ、第2の熱交換器 (a second heat exchanger) が蓄熱器の第2の側に置かれている。ここで、熱交換器の一方は動作温度 (an operating temperature) にあり、熱交換器の他方は周囲環境の温度 (an ambient temperature) にある。本発明における改善は、流体の平均質量流量を最小にするため、環状体内に置かれた質量流量抑制器 (a mass flux suppressor) を含む。1つの実施形態において、装置は、さらに、動作温度にある熱交換器を熱的に絶縁するため、動作温度にある熱交換器に隣接した熱緩衝柱 (a thermal buffer column) を含む。

【0011】

本明細書に組み込まれて、その一部分を形成する添付の図面は、本発明の実施形態を示し、明細書の説明と一緒に、本発明の原理を説明するのに役立つ。

【0012】

[詳細な説明]

本発明による新しい種類のエンジンおよび冷凍機は、スターリングエンジンおよび冷凍機のように熱力学的に動作するが、全ての可動部品は、これまでスターリング装置の中で使用されてきたピストンに代わって音響現象を使用することにより除去されている。したがって、スターリングサイクル (その固有の限界はカルノー効率である) の効率の利点、および本質的に不可逆な熱音響の可動部品がない単純性/信頼性の利点が、これらの装置で得られる。

【0013】

図1Aおよび図2Aで示されるスターリング冷凍機10およびスターリングエンジン20の必須の構成要素は、蓄熱器12である。各々の蓄熱器は、2つの隣接した熱交換器16、18を有する。ガス (または、他の熱力学的能動流体) は、図1Aおよび図2Aの長くて広い矢印で示されるように、音響パワーがこれらの構成要素に環境温度の末端 T_0 で入り、低温 T_c または高温 T_H の他の末端から出るような位相で、これらの構成要素に亘る圧力振動および変位振動を経験する。

蓄熱器 1 2 は熱容量を有し、蓄熱器 1 2 内のガス通路はガス内の熱浸透深さよりも小さな水力半径を有する。

【0014】

熱力学サイクルを量的に考えるため、本質的物理関係は空間的に 1 次元であり、 x は振動ガス運動の方向に沿った座標を指定するものと仮定する。通常の左回り位相ベクトル表示を使用すると、時間依存変数は、次のように表される。

【0015】

【数 8】

$$\xi(x, t) = \xi_m(x) + \operatorname{Re} \left[\xi_1(x) e^{i\omega t} \right] \quad (1)$$

平均値 ξ_m は実数であって、時間 t に対し独立であり、 $\xi_1(x)$ は複素数であって、振動の大きさおよび位相を表す。振動は角振動数 $\omega = 2\pi f$ で起こる。ここで、 f は通常の振動数である。エンジンまたは冷凍機の構成要素に関連づけられた集中および分布インピーダンスを説明するため、音響抵抗、イナータンス、コンプライアンス、および伝送線の用語を使用して、音響的な観点が呈示される。このアプローチは、蓄熱器の内部においても、これまで成功してきた（例えば、Swif らの「蓄熱器の簡単な調波分析」（“Simple harmonic analysis of regenerators,” *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, pp. 652-662 (1996)）を参照されたい）。本アプローチは、主に通常の音響変数、すなわち圧力振幅 p_1 および体積速度 U_1 に焦点を当てている。 x および U_1 の正方向が、正の音響パワーフローの方向として取られる。

【0016】

効率的なスターリングエンジンおよび冷凍機の位相ベクトル図の特徴が、図 1 B および図 2 B に示される。図 1 A および図 2 A ならびに続く図面において、 p_1 や U_1 などの変数につく大文字の下付き文字は、同じ下付き文字のついている T でラベル付けされた位置に対応する。冷凍機の低温熱交換器（例えば、図 1 A の熱交換器 1 6）およびエンジンの高温熱交換器（例えば、図 1 A の熱交換器 1 8）における圧力の位相はゼロであるという決めてしまえば、図 1 B の p_{1C} および図 2 B の p_{111} は、実数軸の上になる。一般的には、熱交換器を横断する圧力降下

は、蓄熱器を横断する圧力降下と比較して無視することができる。一方で、蓄熱器を横断する圧力降下は $|p_1|$ と比較して小さく、したがって、 p_{10} は、図 1 B および図 2 B に示されるように、 p_{1C} または p_{1M} に近くなければならない。

【0017】

一般的には、蓄熱器を通る時間平均のエネルギー流束は小さい。図 1 A の低温熱交換器 16 へエネルギー保存則を適用すると、短くて太い矢印によって示される冷却力

【数 9】

$$\dot{Q}_C$$

は、図 1 A で長い矢印で示されている低温熱交換器から正の x 方向へ流れるトータルの音響パワー、

【数 10】

$$\dot{W}_C = \frac{1}{2} \operatorname{Re}[p_{1C} \tilde{U}_{1C}] = \frac{1}{2} |p_{1C}| |U_{1C}| \cos \theta_C$$

とほぼ等しいことが分かる。ここで、 θ_C は p_{1C} と U_{1C} との間の位相角である。実際に、熱潤洩が低温熱交換器へ流れることができ、したがって、音響パワーは実際の冷却力の上限となる。

【数 11】

$$\dot{Q}_C \leq \frac{1}{2} \operatorname{Re}[p_{1C} \tilde{U}_{1C}] \quad (2)$$

【0018】

図 1 A において、正の冷却力を達成するためには、音響パワーは長い矢印で示される方向、正の x 方向へ流れなければならない。したがって、 U_{10} および U_{1C} は、図 1 B の右半分の平面になければならない。理想化された蓄熱器は、無視できる同伴ガス体積を有するものと考えられるので、 $\rho_m U_1$ は蓄熱器内で x から独立であり（ここで ρ_m はガスの平均密度）、とくに U_1 の位相は蓄熱器を通して一定であろう。しかし、蓄熱器内のガス体積はゼロではなく、 U_1 に局所ガス体積および $i \omega p_1$ に比例した x 依存を生じることが良く知られている。これは、 U_1

の小さな x から始まって（すなわち、周温熱交換器 18 へ向かって）、システムを通して U_1 の位相のばらつきを生じる。最も効率的な蓄熱器の動作は、所与の冷却力について $|U_1|$ が可能な限り小さいときにおこる。なぜなら、これは、蓄熱器内の不完全な熱的接触に起因する、蓄熱器を横断する最小の粘性圧力降下、および蓄熱器を通る最小のエネルギー流動を生じるからである。所与の

【数 1 2】

$$\dot{W}_C$$

について小さな $|U_1|$ を達成するために、 U_1 は p_1 とほとんど同調していなければならない、したがって、 p_1 の位相は、 U_{1c} の位相と U_{10} の位相との間のどこかになければならない。粘性圧力降下は、蓄熱器を通して起こり、したがって、 $p_{10} - p_{1c}$ は、蓄熱器内の U_1 のある加重平均と同調（並行）していなければならない。 $|U_1|$ および粘度の双方は、蓄熱器の周囲環境末端 T_0 で最高となるので、加重平均は、典型的には、 U_{10} によって支配され、通常は p_{10} が p_{1c} をリードすることを確実にする。これらの特徴の全ては図 1 B に示される。

【0 0 1 9】

前述の説明のうち大半はエンジンについても直接的に適用され得る。前述のとおり、図 2 A において図示されているスターリングエンジンの構成要素は、スターリング冷凍機のそれらとほとんど同じである。主な違いは、エンジンにおける蓄熱器 1 2 が仕事を生成するのに対し、冷凍機の蓄熱器 1 2 は仕事を吸収することにある。この違いは、図 2 B における位相ベクトル図において見ることができる。 $\theta_0 < 90^\circ$ である場合、音響パワーは蓄熱器 1 2 の周囲環境側に流れる。中間温度 $T_m(x)$ は、蓄熱器 1 2 によって T_0 から T_{11} に上昇する。この T_m 値の上昇によって ρ_m が低下する。この一次質量流動 $\rho_m U_1$ が x に対してほとんど無関係であるため、体積速度は増加し、 $|U_{11}| > |U_{10}|$ となる。さらに、蓄熱器において同伴されているガスの体積によって U_1 の位相が冷凍機におけるのと同様に回転させられる。これら 2 つの効果によって図 2 B において U_{11} の U_{10} に対する位置が決定される。音響パワーの振幅は

【数 1 3】

$$\frac{1}{2}|p_{1H}|U_{1H}|\cos\theta_H| > \frac{1}{2}|p_{10}|U_{10}|\cos\theta_0|$$

によって与えられる。

【0020】

蓄熱器12による時間平均したエネルギー流束が小さいため、高温熱交換器18から流出する音響パワーは高温熱交換器18へ流入する熱とほとんど同じである。ここでも熱漏れおよびその他のロスはこのパワーを低減させるため、 Q_H が音響パワーの上限となる、すなわち

【数14】

$$\frac{1}{2}\operatorname{Re}(p_{1H}\tilde{U}_{1H}) \leq \dot{Q}_H$$

となる。 p_{1H} に対する p_{10} の位置は、蓄熱器12内における粘性圧力降下によるもので、差 $p_{10}-p_{1H}$ は蓄熱器12によって U_1 の加重平均に対して比例するものである。冷凍機と同様、粘性効果は $|U_1|$ が最大であり、粘性が最大である蓄熱器12の高温側端において最大となる。したがって U_{1H} が支配するため、 p_{10} が p_{1H} にわずかに遅れる。

【0021】

冷凍機に戻ると、前述のとおり、音響パワー

【数15】

$$\dot{W}_C = \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} p(t)U(t)dt = \frac{1}{2}\operatorname{Re}[p_{1C}\tilde{U}_{1C}] \quad (3)$$

が冷凍機10の低温熱交換器16から流出する。Ceperleyにおいて教示されているように、この音響パワーは、理想的にはロスなしに周温熱交換器に伝達されるべきである。このことを達成するために、Ceperleyにおいては音響パワーを伝達するための全波長環状体が開示されている。しかしながら、本発明による一つの態様によれば、その方がよりコンパクトであるため図3において概略的に示されているはるかに短い波長以下の環状体30を使用することが有利である。

【0022】

図3に、本発明の冷凍機バージョンの実施例が示されている。音響波長の四分の一より短い全長を有する環状体30は、スターリング冷凍機蓄熱器32と2つの熱交換器34、36を有する。本文において、「環状体」という用語は、パイプ、管などの円形あるいは楕円形のループであり、その横断面が好ましくは円形である音響波を支持するための循環路を画定するものを意味する。音響パワー38は、長い矢印によって示されているように環状体30を時計回りに循環する。音響デバイス40（例えば本質的に不可逆的な熱音響エンジン、音声スピーカー、モータ駆動式ピストンあるいは進行波エンジンなど）によって生成された別の音響パワー42は、側方分岐44から環状体30に進入し、蓄熱器32あるいは環状体における別の箇所において失われた音響パワーを埋め合わせる。以下により詳述するように、質量流束抑制器46が環状体30内に配置されており、時間平均された質量流束

【数16】

$$\dot{M}$$

を実質的にゼロに低減する。

【0023】

一実施例において、図3において図示されている質量流束抑制器46の流れ抵抗は抵抗 R_M を有しており、

【数17】

$$p_{1C} - p_{1J} = R_M U_{1M} \quad (4)$$

となり、ここにおいて下付き文字Jは、環状体30と側方分岐44との間の交点の位置を表すものである。環状体30におけるコンプライアンス部48によって環状体30のイナータンス部50を通る体積速度 U_{1L} が環境の熱交換器36を通るそれと異なることが確認される：

【数18】

$$U_{1L} = U_{10} + j \frac{\omega V_0}{\gamma p_m} p_{10} \quad (5)$$

なお、 V_0 は環状体30のコンプライアンス部48の体積であるため、イナータンス部50に亘る圧力差は

【数19】

$$p_{1J} - p_{10} = j \omega \frac{\rho_m l}{S} \left(U_{10} + j \frac{\omega V_0}{\gamma p_m} p_{10} \right) \quad (6)$$

となり、 l および S はそれぞれイナータンス部50の長さと同面積を示すものである。与えられるC、Mおよび0における位相ベクトルを用い、 p_{1J} を除去するために式(4)および(6)を組み合わせると、未知数 R_M 、 V_0 、 l および S において単一の複素式が得られ、本発明にしたがって冷凍機を製造することを可能にする多くの可能な解が得られる。

【0024】

本発明のエンジンバージョンの実施例が図4において概略的に図示されている。その全長が四分の一波長以下である環状体60は、スターリングエンジンの蓄熱器62と熱交換器64、66を含む。長い矢印68によって示されているように、音響パワーは環状体60を時計回りに循環している。エンジンによって生成される過剰な音響パワー72は、側方分岐74によって取り出すことが可能であり、音響デバイス76（たとえば圧電式あるいは電気力学的トランスデューサ、オリフィスバルブ管冷凍機あるいは本発明による冷凍機などであり得る）を介して有益な仕事を実行するために利用可能である。音響パワー68は、環状体を循環し、スターリングエンジンの周囲環境端部T0に対して入力された仕事を付与するものである。したがってこの循環する仕事68によって従来のスターリングエンジンにおける環境ピストンが取って代わられるものである。ここでも質量流量抑制器75が時間平均された質量流量

【数20】

M

をゼロに向かって低減する役割を果たすものである。この短い媒状体60についての解析は、式(4)～(6)に対して完全に対応するものであり、単に下付き文字CをHに変えるだけである。

【0025】

図3および4において図示されているデバイスのための作動周波数を選択する際には、多くの問題点について妥協することが必要となる。多くの熱力学的サイクルは単位時間ごとに実行され、また伝播方向xに沿ったデバイスの長さは、周波数に対して反比例関係にある波長にほぼ比例するため、周波数が高ければデバイスの単位体積ごとのパワーが高くなる。一方、周波数が低ければ、その孔径が周波数の平方根に対して反比例関係にある熱浸透深さとほぼ比例する熱交換器および蓄熱器の設計および製造が容易となる。

【0026】

例示した実施例において各媒状体が音響波長の四分の一以下であるのにもかかわらず、音響パワーが図3および4の媒状体を自然に時計回りに循環するという事実は、一見驚くべきであると思われるかもしれない。しかし、図3および4の音響回路に大まかに類似した抵抗R、インダクタンスLおよびキャパシタンスCを含む図5Aおよび5Bにおける電気回路について考えてみよう。抵抗Rはほぼ蓄熱器と熱交換器に対応し、インダクタンスLは音響イナータンスに対応し、またキャパシタンスCは音響コンプライアンスに対応している。

【0027】

電気回路における各構成要素内の交流電流のための数式の展開は容易であり、回路における各位置を流れる電力

【数21】

$$\dot{E}$$

のための数式をさらに展開することを可能とする。これらの理想化された回路においては、損失なしのインダクタLにおいて時間平均されたパワーが吸収されることはなく、また損失なしのキャパシタCに流入することもない。通常の交流回路分析は、図面に図示の符号をもちいて以下のフィードバックされた力を容易に

もたらすものである：

【数 2 2】

$$\dot{E}_F = \frac{1}{2} \operatorname{Re} [V_{1S} \tilde{I}_{1R}] = \frac{|V_{1S}|^2}{2R} \frac{\omega^2 LC(1 - \omega^2 LC)}{(1 - \omega^2 LC) + (\omega L/R)^2} \quad (7)$$

したがって、 $\omega^2 LC < 1$ である場合にはいつでも時間平均されたパワーフローの方向は図 5 A における矢印によって示されるとおりであり、正の電力が回路を時計回りに流れ、図 3 における音響パワーの時計回りの循環と一致する。エネルギー保存によって、抵抗において散逸された時間平均されたパワー

【数 2 3】

$$\dot{E}_L - \dot{E}_F$$

は、電圧源から回路へと流入する時間平均されたパワー

【数 2 4】

$$\dot{E}_S = \frac{1}{2} \operatorname{Re} [V_{1S} \tilde{I}_{1S}]$$

に等しくならねばならない。図 5 B において図示されるように抵抗 R が負である場合、パワーもまた時計方向に循環し、負の抵抗において生成された時間平均されたパワーは回路から電圧源へと流出する。

【0 0 2 8】

図 3 および 4 におけるイナダランス 5 0、8 0 がかなりのコンプライアンスを含み得ること、さらには図 3 および 4 におけるコンプライアンス 4 8、7 8 がかなりのイナダランスを含み得ることは音響に関する当業者にとって明らかである。実際、これら構成要素の機能は、全体に亘ってイナダランスおよびコンプライアンスが分布している短い音響伝送線によっても同様に発揮され得る。ここでは説明を容易にするため、イナダランスおよびコンプライアンスは、それぞれ 1 つの集中構成要素であるとする。

【0 0 2 9】

図 3 における冷凍機において、可能な限り最大の冷却パワーを得るためには周

周囲環境から低温熱交換器 3 4 への熱漏れをなくすることが好ましい。同様に、図 4
 におけるエンジンにおいて、エンジンを駆動するために必要なヒータのパワーを
 最低限にするためには、高温熱交換器 6 6 から周囲環境への熱漏れをなくするこ
 とが好ましい。本発明においては、全ての以前のスターリング装置と同様、蓄熱器
 3 2、6 2 は、このような熱絶縁を（冷凍機においては）低温熱交換器 3 4 の側
 、また（エンジンにおいては）高温熱交換器 6 6 の側において達成する。本発明
 の一つの態様によれば熱交換器 3 4、6 6 の反対側においては図 3 および 4 に図
 示される熱緩衝柱 5 2、7 0 によって熱漏れがなくされている。熱緩衝柱 5 2、
 7 0 におけるガスは、低温熱交換器 3 4 あるいは高温熱交換器 6 6 から周囲環境
 温度へと、圧力および速度を伝達する絶縁ピストンとみなすことが可能である。
 熱緩衝柱 5 2、7 0 はオリフィスパルス管冷凍機のパルス管と完全に類似するも
 のである。多様な形の対流熱移動が、熱緩衝柱 5 2、7 0 を通って低温熱交換器
 3 4 あるいは高温熱交換器 6 6 と周囲環境温度との間で熱を運ぶことが可能であ
 る。重力による対流熱移動をなくするためには、熱緩衝柱 5 2、7 0 は、通常図 3
 および 4 において図示されるように低温側端部が下向きになるように垂直に向け
 られるべきである。また総体的なシャトル（分子）対流熱移動をなくするためには
 、熱緩衝柱 5 2、7 0 はこれらの内部におけるガスのピーク・トゥ・ピークの変
 位振幅よりも長くあるべきである。熱緩衝柱における成層振動ピストン流れを維
 持するためには、これら端部には壺流子（図示されない）を設けるべきである。
 流動駆動された対流熱移動をなくするためには、ここに参照として引く 1 9 9 7 年
 1 1 月 2 1 日に出願された米国出願第 0 8 / 9 7 5、7 6 6 号にしたがい、熱緩
 衝柱 5 2、7 0 はテーパ状であるべきである。

【0 0 3 0】

本発明の別の態様では、環状体（図 3 の環状体 3 0、図 4 の環状体 6 0）周りの
 時間平均された質量流束

【数 2 5】

$$\dot{M}$$

はゼロ近くまで制御されて、大きい定常エネルギー流束

【数 2 6】

$$\dot{M}c_p(T_0 - T_C)$$

が図 3 の冷凍機の低温熱交換器 3 4 へ、または

【数 2 7】

$$\dot{M}c_p(T_H - T_0)$$

が図 4 のエンジンの高温熱交換器 6 6 から、流出するのを防止する。伝統的なスターリング・エンジンおよび冷凍機においては、

【数 2 8】

$$\dot{M}$$

は正確にゼロである、そうでなければ、質量がシステムの一方向の、または他方の端部に規則的に集積する。前出の Gedeon は、定常の流れに対して閉環経路が存在するときはいつでも、スターリングおよびパルス管極低温冷凍機にゼロでない

【数 2 9】

$$\dot{M}$$

がどのようにして生じるかについて論じている。環状体 3 0 (図 3) および 6 0 (図 4) は明らかにそのような経路を設けている、それゆえ、本発明は

【数 3 0】

$$\dot{M}$$

を最小にする。

【 0 0 3 1】

【数 3 1】

$$\dot{M}$$

を理解するためには、時間に依存した変数を
【数 3 2】

$$\xi(x, t) = \xi_m(x) + \operatorname{Re}[\xi_1(x)e^{i\omega t}] + \xi_2(x) \quad (8)$$

のように書くことによって、式 (1) に導入した複素表現を拡張する。ここでは、下付記号「2」を配した新規の時間に対し独立な項が、大きな関心事項となる。

【0 0 3 2】

前出の G e d e o n は、第 2 順位の時間平均化された質量流束

【数 3 3】

$$\dot{M}_2 = \frac{1}{2} \operatorname{Re}[\rho_1 \tilde{U}_1] + \rho_m U_2 \quad (9)$$

が主な関心となることを示している。音響学では、そのような 2 次の質量流束はストリーミングとして知られている。前出の G e d e o n は、

【数 3 4】

$$\dot{W}_2 = \frac{1}{2} \operatorname{Re}[p_1 \tilde{U}_1]$$

が蓄熱器を通過する音響パワーである場合、蓄熱器において

【数 3 5】

$$\frac{1}{2} \operatorname{Re}[\rho_1 \tilde{U}_1] = \rho_m \dot{W}_2 / p_m$$

であることをさらに示している。それゆえ、

【数 3 6】

$$\frac{1}{2} \operatorname{Re}[\rho_1 \tilde{U}_1]$$

はゼロでない必要があり、また効率的な蓄熱器の作動は

【数 3 7】

$$U_2 = -\frac{1}{2} \operatorname{Re}[\rho_1 \bar{U}_1] / \rho_m = -\dot{W}_2 / P_m$$

であることを必要とする。この要件を無視することは結果として厳しくなることがある。もし

【数 3 8】

$$\dot{M}_2 \neq 0$$

であれば、望ましくないストリーミングによって起こされた熱流

【数 3 9】

$$\dot{Q}_{loss} \sim \dot{M}_2 c_p (T_0 - T_C) \quad \text{冷凍機} \quad (11)$$

$$\sim \dot{M}_2 c_p (T_H - T_0) \quad \text{エンジン} \quad (12)$$

が、システムを通して流れる（この熱は、等しく有害な影響を持って、

【数 4 0】

$$\dot{M}_2$$

の符号に応じて、図 3 および図 4 の蓄熱器 3 2、6 2 または熱緩衝柱 5 2、7 0 のどちらか通って流れる）。 $U_2 = 0$ に対しては、

【数 4 1】

$$\dot{Q}_{loss}$$

の冷凍機における通常の冷凍機の損失

【数 4 2】

$$\dot{H}_{reg}$$

に対する比は、

【数 4 3】

$$\frac{\dot{Q}_{loss}}{\dot{H}_{reg}} \sim \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{(T_0-T_C)}{T_0} \frac{\dot{W}_C}{\dot{H}_{reg}} \sim \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{(T_0-T_C)}{T_C} \frac{\dot{Q}_C}{\dot{H}_{reg}} \quad (13)$$

のオーダーである。3番目の表記において、3つの部分の各々は極低温冷凍機においては1より大きい、それゆえ、それらの積は1より非常に大きく、そして緩和されないストリーミングによって導出された熱負荷は、極低温冷凍機の通常の蓄熱器の損失よりも遙かに大きい。

【0033】

冷凍機において本発明を具体化する試験室バージョンを図6に示すが、これは図3のものと同位幾何学的に同一である。冷凍機80に2.4MPaのアルゴンを充填して23Hzで作動させて、音響波長が1.4mになるようにした。冷凍機80を本質的に不可逆性の熱音響エンジン78によって駆動させた。一点鎖線は円筒対称のローカル軸を示す。音響パワー114は装置のイナータンス82、コンプライアンス84、および冷凍機部品86を通して時計回りに循環する。第1の周温熱交換器88および第2の周温熱交換器96の周りの重フランジ102、92は水ジャケットを含んでいる。Oリング、大概のフランジ、およびボルトは明瞭さを得るために省略する。

【0034】

第2の周温熱交換器96は本発明の作動のためには不必要であることを承知されたい。それは熱伝導柱104の周温端に対して幾らかの流れの整流を与えるものである。部品が伝統的なOPTR型を含む無関係の試験から再使用されていたために、第2の周温熱交換器96に水の通路が含まれていた。

【0035】

冷凍機86の心臓部である蓄熱器98は、400メッシュ(すなわち、インチ当たり400のワイヤ)のあや織のステンレス鋼のスクリーンを直径6.1cmで打ち抜いて、厚さ2.1cmに積み重ねて作られた。蓄熱器のスクリーンの合計重量は170グラムであった。この蓄熱器の水力半径の計算値は、幾何および重量に基づいて、約12μmであった。水力半径は、良好な蓄熱器について要求されるような、アルゴンの熱浸透深さ(300Kで100μm)よりもずっと小さ

い。蓄熱器98の周りのステンレス鋼の压力容器94は1.4 mmの壁厚を持っていた。熱緩衝柱104は内径3.0 cm、長さ10.3 cm、壁厚0.8 mmの簡単な開放円筒であった。緩衝柱104の直径はアルゴンの粘性浸透深さ(300 Kで90 μ m)よりもずっと大きく、またその長さは $|p_1|/p_m \sim 0.1$ の近くの典型的な作動点でその中の1 cmのガスの変位の振幅よりも大きい。各端部では、少しの35メッシュの銅スクリーン(図示せず)が、単純な流れ整合器としての役をして、熱緩衝柱104での振動する栓流(plug flow)を維持するのを助ける。アルゴンの高密度がこの栓流の重力的安定性を高めるので、この最初の試験室冷凍機には注意深く流れの整流や先細り化を行なうことはなかった。しかし、アルゴンの代わりに、一層のパワー密度を与えるヘリウムのようなガスを用いてもよく、また装置は最大の性能を得るため注意深い整流や流れの先細りを必要とすることもあろう。重力的安定性を得るために、冷凍機アセンブリの向きを図6に示すように縦方向とした。

【0036】

試験の目的のため、冷凍機98と熱緩衝柱104との間の低温熱交換器106は、ファイバークラスのフレームにジグザグに巻いた1.8 Ω の長さのNiCrのリボンとした。ヒーターおよび温度計からの電線を熱緩衝柱に沿って軸方向に、室温の電気的接続供給口へと通した。二つの水冷式熱交換器(第1の周温熱交換器88および第2の周温熱交換器96)は、殻と管からなる構造(shell-and-tube construction)であり、直径1.7 mm、長さ18 mmの管の内部のアルゴンで $|p_1|/p_m \sim 0.1$ で約 10^4 のレイノルズ数を持ったものであった。第1の周温熱交換器88はそのような管を365有し、第2の周温熱交換器96は91有していた。

【0037】

イナータンス82は、擾乱端部効果を減少させるため、両端で図6に示すように7度の円錐になった内径2.2 cm、長さ21 cmの簡単な金属管であった。改造を容易にするために、イナータンス82と冷凍機86の構成部品はゴムのO-リングによって上部および下部の平坦なプレートへと封止した。平坦なプレートは、フランジの延長部と長いボルトが通る頑丈な管による枠(図示せず)とに

よって、ある一定の間隔に保持した。コンプライアンス84は、 950 cm^3 の体積の、2:2:1のアスペクト比を持った半分の長円体であった。

【0038】

冷凍機86は最初は図6に示したように形成されたが、柔軟性のある膜108（風船型の隔膜などであってよい）を装備していなかった。 $|P_{1c}|/P_m=0.068$ では、冷凍機は、当日水冷式熱交換器へ供給された冷却水の温度である、摂氏19度より低くは冷却しなかった。しかし、圧力の位相は予測値に近く、そして冷凍機の冷温は冷熱交換器に掛かった熱負荷とは極めて強く独立していた、例えば、 $|P_{1c}|/P_m=0.07$ では、70Wの適用負荷は図7中に半塗り円で示したように、 T_c を僅かに35度まで上げただけであった。それゆえ、音響現象および総冷却力は実質的に予期した通りであって、極めて大きいゼロではない

【数44】

$$\dot{M}$$

が、そうでなければ満足な冷却力であったものに打ち勝って、低温熱交換器106を周温熱交換器88に熱的に固定した状態を保持した。

【0039】

図7の半塗り円で示した最初の冷凍機の性能が、ゼロでない質量流束によるものであったことを示すために、図6に示すように、柔軟性のある膜108を第2の周温熱交換器96の上方に設置した。柔軟性のある膜108は完全に音響的に透過性である一方、

【数45】

$$\dot{M}$$

を完全にブロックするものとして選択された。柔軟性のある膜108を所定位置において、冷凍機86は良好に作動し、

【数46】

$$\dot{M} \equiv 0$$

を維持すればスターリング冷凍機のこの型の良好な作動が得られることを確認した。柔軟性のある膜 108 は 0.04 から 0.10 までの $|P_{10}|/P_m$ の範囲で作動した。一組の測定では、冷熱交換器 106 で (終始 $T_c = 1.3^\circ\text{C}$) 電熱器のパワー

【数 47】

$$\dot{Q}_c$$

を調節することによって T_c を -1.5°C から 7°C へ変えながら、 $|P_{10}|/P_m = 0.054$ が維持された。図 7 の塗りつぶされた記号および線はそれぞれ得られた測定および計算である。試験点は所与の T_c を維持するため低温熱交換器 106 に適用された電熱器のパワー

【数 48】

$$\dot{Q}_c$$

を示し、また線は対応する計算である。試験点は、また、側方分岐から送出された音響パワー

【数 49】

$$\dot{W}_{\text{sidebranch}}$$

の測定を示し、そして長鎖線は対応する計算である。短鎖線は回復したパワーの計算値 (すなわち、柔軟性のある膜 108 を通過する音響パワー) を示す。

【0040】

図 7 に示したデータは、 T_c が減少するにつれて冷却力が低下し、側方分岐から供給された音響パワーが上昇することを示す。実験と合理的な整合をしている計算は、これらの傾向の主因に対する洞察を与えるものである。第 1 に、計算された総冷却力、

【数 50】

$$\dot{W}_c = \frac{1}{2} \text{Re}[p_{1c} \tilde{U}_{1c}]$$

は、これらの測定に対する T_o とは独立して、40Wでほぼ一定である。式(2)の近くで論じたように、大概の理想的な環境下ではこれは冷却力であろう。 T_o が減少するにつれて計算された

【数51】

$$\dot{Q}_c$$

が40Wより下に減少することは、 $T_o - T_c$ にほぼ比例し、そしてほとんど全部蓄熱器98を通る熱流束によるものである。測定された

【数52】

$$\dot{Q}_c$$

と計算された

【数53】

$$\dot{Q}_c$$

との差もまた、 $T_o - T_c$ に比例して、 $T_o = -120^\circ\text{C}$ で10Wまで上昇する。これは、絶縁を通じての通常の熱漏洩と熱緩衝往104でのストリーミングまたはジェット駆動の対流との組合せによるものと容易に判定し得る。第2に、最も理想的な環境下で、40Wの冷却力およびカルノー効率

【数54】

$$\dot{Q}_c / \dot{W} = T_c / (T_0 - T_c)$$

での所要の正味音響パワーは、 $T_o = T_c$ でのゼロから $T_c = -120^\circ\text{C}$ での35Wまで上昇する

【数55】

$$\dot{W} = (40 \text{ watts})(T_0 - T_c) / T_c$$

となろう。これは、図 7 で下降する T_c をもった計算された
【数 5 6】

$$\dot{W}_{sidebranch}$$

における 4 0 W の上昇の大部分についての説明となる。

【0 0 4 1】
【数 5 7】

$$\dot{W}_{sidebranch}$$

の測定値は、不明な理由により、ほぼ 3 0 % 計算値を超過する。計算では、音響パワーの約 5 W は柔軟性のある壁 1 0 8 の下の第 2 の周温熱交換器 9 6 で消散し、1 5 W は蓄熱器 9 8 および隣接する熱交換機 8 8、1 0 6 で粘性のために失われ、そして 1 0 W はイナータンス 8 2 で消散することを示している。

【0 0 4 2】
これが従来のオリフィスパルス管冷凍機であれば、
【数 5 8】

$$\dot{W}_c = 4 0 \text{ W}$$

がオリフィス内で消散する。図 7 において、本発明の 1 つの側面である、算出されたフィードバック音響パワー

【数 5 9】

$$\dot{W}_{recovered}$$

はおおよそ 3 0 W であり、したがって、

【数 6 0】

$$\dot{W}_c$$

の約 7 5 % が回復し、側方分岐 1 1 2 を介して共振器にフィードバックされる。
なお、最高温度で、

【数 6 1】

$$\dot{W}_{recovered}$$

は

【数 6 2】

$$\dot{W}_{sidebranch}$$

に匹敵する。言い換えれば、このような最高温度で、ドーナツ構成によって、本質的に不可逆な熱音響エンジン 7 8 から冷凍機 8 0 に送られる音響パワーは従来のオリフィスパルス管冷凍機の場合の約 2 分の一に減少する。

【0 0 4 3】

本発明のエンジンの実施例を説明するために、図 8 に示すエンジン 1 2 0 を作製した。これは 3. 1 MP a のヘリウムが充填され、7 0 ヘルツで、対応する音波長が 1 4 m で作動した。蓄熱器 1 2 2 内とその下方の小円は、温度センサの場所を示すものである。また圧力センサも、 P_{10} と P_{11} を測定するために設けられた。外部ハードウェアのほとんどは図示されている。ただし、すべり継手 1 4 8 の周囲のごついボルトの枠と、音響共振器と、可変音響負荷は図示されていない。

【0 0 4 4】

蓄熱器 1 2 2 は、直径が 8. 8 9 c m に機械加工され、7. 3 c m 積み重ねた 1 2 0 メッシュのステンレス鋼のスクリーンから作製した。スクリーンの積み重ねは、取り付け、取り外しが容易なように薄壁ステンレス鋼缶に収納した。冷凍機内のスクリーンの総重量を基にすると、体積多孔率は 0. 7 2 で、水力半径は約 4 2 μ m であった。これは蓄熱器 1 2 2 において 1 4 0 μ m から 4 6 0 μ m に変化するヘリウムの熱浸透深さより小さい。蓄熱器 1 2 2 の周りのステンレス鋼圧力容器 1 2 4 の高温側端での壁厚は 1 2. 7 m m で、低温側端では 6. 0 m m になるようテーパ加工した。

【0 0 4 5】

熱緩衝柱 1 2 6 は、冷凍機 1 2 2 と同一内径で、長さが 2 6. 4 c m の円筒と

した。この内径はヘリウムの粘性浸透深さおよび熱浸透深さよりはるかに大きく、長さは典型的な作動点

【数 6 3】

$$|p_1|/p_m \approx 0.05$$

でのガス変位（2.5 cm）よりはるかに大きい。壁厚は高温側端でまず 12.7 mm で、高温側端から 9.6 cm 離れたところでは 6.0 mm に漸減している。熱緩衝柱内での境界層の駆動のストリーミングを抑制するように熱緩衝柱をテーパ加工することはなかった（米国特許出願 08/975,766 を参照のこと）。作動データによれば、この形式のストリーミングが存在し、この形式のストリーミングが数 100 ワットの熱を伝達した。このような測定によって、この種のエンジンでは熱緩衝柱をテーパ加工する必要があることがわかる。‘766 出願に示された流動を減少させるための小テーパ角 θ （2～3 度）は、図 8 からはすぐに明らかにはならないだろう。よって、図 8 は熱緩衝柱 126 のテーパ加工の実施例を含むとみなすべきである。流動を抑制するテーパ量と方向が直観的には明らかでなく、熱緩衝柱 126 の特定の実施例と作動条件から判定しなくてはならないことは、‘766 出願から理解できるであろう。

【046】

試験の目的のため、高温熱交換器 128 は電氣的に加熱される Ni-Cr リボンをアルミニウム棒上にジグザグに巻いてなる。高温熱交換器 128 用の電気リードが、周囲温度端で熱緩衝柱 126 に入り、軸方向に熱緩衝柱を上リリボンまで渡された。高温熱交換器 128 に流れるパワーを市販の電力計で測定した。

【047】

第 1 の周温熱交換器 132 と第 2 の周温熱交換器 134 は、殻と管からなる構造の水冷熱交換器であった。第 1 の周温熱交換器 132 は 299 個の内径 2.5 mm、長さ 20 mm の管を収容した。管内部の典型的なレイノルズ数は

【数 6 4】

$$|p_1|/p_m \approx 0.05$$

のとき3,000であった。第2の周温熱交換器134は109個の内径4.6mm、長さ10mmの管を収容した。管内部の典型的なレイノルズ数は

【数65】

$$|p_1|/p_m \approx 0.05$$

のとき16,000であった。第2の周温熱交換器134は試験のために設けられたもので、実際にエンジンを使用する際には必要としない。

【0048】

イナータンス136の主要部は市販のスケジュール40、公称2.5インチの炭素鋼管からなる。内面に軽機械加工を施して仕上げを向上させた。イナータンス136をエンジンの主要部に再接続するため、標準の2.5インチ管クロス138と、標準の4インチから2.5インチへの径違い管192を用いた。イナータンス136の総長は59cmで、内径は約6.3cmであった。コンプライアンス144は2個の市販の公称4インチで90°のエルボからなる。コンプライアンス144の総体積は0.0028m³であった。市販の4インチから2.5インチへの径違い継手146を用いて、イナータンス136をコンプライアンス144に滑らかに適合させた。熱緩衝柱126と压力容器124が熱膨張するにつれてイナータンス136が長くなるようにイナータンス136はすべり継手148を有している。

【0049】

図8に示すエンジンの実施例では、流体力学的方法、たとえば下で説明するジェットポンプ140を用いて

【数66】

$$\dot{M}_2$$

を抑制した。まず、比較のために基準を設定した。エンジン120を、

【数67】

$$\dot{M}_2$$

をブロックすることなく作動させた。その後、エンジン 1 2 0 を、径継手 1 4 6 とコンプライアンス 1 4 4 との間の接合部にゴムの膜 1 5 2 を取り付けて作動させた。いずれの作動時でも、圧力の位相 p_{10} と p_m はあらかじめ行った計算に基づく推定値に近いものであった。この 2 つの作動の大きな違いは

【数 6 8】

$$\dot{M}_2$$

の存在であった。

【0 0 5 0】

図 9 はこれらの 2 つの作動時の蓄熱器 1 2 2 における温度分布を示す。いずれの作動時も、熱の増加量は、圧力振幅が

【数 6 9】

$$|p_{10}|/p_m \approx 0.05$$

になるまで高温熱交換器 1 2 8 に印加された。エンジンに対する唯一の負荷は、(図示しない) 音響共振器自身であった。したがって、 T_H はいずれの場合でもほぼ同一でなければならない。ダイアフラムが配置されているとき、温度は周温端から高温端へと線形に上昇する。

【0 0 5 1】

【数 7 0】

$$\dot{M}_2$$

がなければ、ヘリウムとステンレス鋼の熱伝導率に温度に依存するのはほんのわずかであるので、この線形依存性が期待できる。

【0 0 5 2】

膜 1 5 2 が取り外され、

【数 7 1】

$$\dot{M}_2$$

が制限されていない場合の温度分布はかなり異なる。等式（9）とそれにつづく説明によって、

【数 7 2】

$$\dot{M}_2$$

は音響パワーの流れと同一方向に流れることがわかる。この場合、

【数 7 3】

$$\dot{M}_2$$

は第1の周温熱交換器132から蓄熱器122に入る。図9から明らかなように、この冷ガスの流動がほぼ全長にわたり蓄熱器122の温度を減少させる。高温熱交換器128の存在によって温度は高温端近くで急激に上昇する。なお、図9において、線は図を見る場合の道しるべにすぎず、データ点間の実際の温度を反映したものではない。7.2cm近くでの温度は、10cm近くでの温度とほぼ同一であると仮定することができる。

【0053】

【数 7 4】

$$\dot{M}_2$$

を大まかに推定するために、膜152がある場合とない場合で、この圧力振幅でエンジンを作動させるのに必要な熱入力

【数 7 5】

$$\dot{Q}_H$$

量と比較する。膜152が配置されている場合、

【数 7 6】

$$\dot{Q}_H = 1250 \text{ W}$$

である。膜152がない場合、

【数 77】

$$\dot{Q}_H = 2660 \text{ W}$$

である。この熱入力差

【数 78】

$$\Delta \dot{Q}_H$$

は等式 (14) と

【数 79】

$$\dot{M}_2 \approx 1.5 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

を用いて、

【数 80】

$$\Delta \dot{Q}_H = \dot{M}_2 c_p (T_H - T_0) \quad (14)$$

から求められる。

【0054】

【数 81】

$$\dot{M}_2$$

を抑制する一つの方法は、蓄熱器 122 を通って大きさが等しく、逆の方向の

【数 82】

$$\dot{M}_2$$

を駆動する時間平均の圧力降下 Δp_2 を蓄熱器 122 両端に課すことである。必要とされる Δp_2 は、ここでは参考として引用する Kays と London の「コンパクトな熱交換器」(Compact Heat Exchangers, McGraw-Hill, NY 1964) の図 7～9 の低レイノルズ数制限を使用して、断面積 S と水力半径 r_h のスクリーンベッド (a screen bed) 中の圧力勾配として推定することができる。

【 0 0 5 5 】
【数 8 3】

$$\frac{dp_2}{dx} = -\frac{6\dot{M}_2\mu}{\rho_m S r_h^2} \quad (15)$$

ここに、 μ は粘度である。数的な要素は、ベッドの容量的多孔性に弱く依存している。図 9 に示したデータと

【数 8 4】

$$\dot{M}_2$$

の推定に対して、必要とされる圧力降下は 3 7 0 P a である。

【 0 0 5 6 】
蓄熱器 1 2 2 内の
【数 8 5】

$$\dot{M}_2$$

を推定する別の方法は、式 (9) と続く検討、すなわち、

【数 8 6】

$$\dot{M}_2 = \rho_m \dot{W}_2 / p_m$$

を使用する。実験条件の下で、蓄熱器 1 2 2 の周囲環境端において、

【数 8 7】

$$\dot{W}_2$$

は

【数 8 8】

$$\dot{M}_2 = 1.3 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

として

【数 8 9】

$$\dot{W}_2 = 850 \text{ W}$$

と計算される。

【0057】

【数 9 0】

$$\dot{M}_2$$

の実験的推定と計算は、大まかな一致を得、 $\Delta p_2 \sim 370 \text{ Pa}$ の推定がほぼ正確であることが示唆される。

【0058】

低い粘度または大きい管直径の制限において、また乱流のないことにおいて、 P_2 がベルヌーイの式のある音響的バージョンによって説明される。これは、蓄熱器の二つの端部を連結する音響的に理想的な経路が、蓄熱器 1 2 2 両端に

【数 9 1】

$$\Delta[p_m u_1 \tilde{u}_1]$$

程度の圧力差を課すことを示唆している。ここに u_1 は複素速度振幅である（このような理想的経路は、熱交換器または小さい通路を有する他の要素を除き、熱緩衝柱、イナータンスおよびコンプライアンスを含むことになる）。この圧力差は一般的に、

【数 9 2】

$$\dot{M}_2 = 0$$

に必要とする Δp_2 よりもずっと小さい。したがって、必要とされる Δp_2 を生成するために、乱流や粘度、ベルヌーイの式に含まれないいくつかの他の物理的現象による付加的な物理的効果または構造が、経路中に必要である。

【0059】

非対称流体力学的終端効果が、この必要とされる Δp_2 を生成することができ

る。| u_1 | が大きい小径管と | u_1 | が小さい大径管間のテーパ付き過渡部において、テーパが十分に穏やかであれば、乱流は回避され、またベルヌーイの式は保たれる。これとは逆に過渡部が急激であれば、大きい | u_1 | が相当な乱流を発生し、またさらに急激な過渡部の両端の振動圧力降下は、高いレイノルズ数の定常流中の「マイナーロス」として知られている減少を示す。ガスの変位の振幅がチューブ直径よりもずっと大きければ、どの瞬間における流れも過去の履歴の記憶を少しだけ有するので、これによって音響特性は定常流れ現象についての周知の式の注意深い時間積分から演繹することができる。

【0060】

急激な過渡部を通る定常流れにおいて、ベルヌーイの式の理想からの圧力のマイナー・ロスによる偏差 Δp_{ml} は次式

【数93】

$$\Delta p_{ml} = K \frac{1}{2} \rho u^2 \quad (16)$$

で与えられ、ここに、Kは多数の過渡部の形状について周知であるマイナー・ロス係数であり、またuは速度である。Kは過渡部を通る流れの方向に強く依存している。図10Aと10Bに示した例において、小さいフランジ付き管160が本質的に無限に開口した空間164に連絡されている。ガス164（管内の速度u）が管162から流出したとき、ジェットが発生し、また、運動エネルギーがジェットの下流で乱流166として消失する； $K_{out} = 1$ 。これに対し、ガスが図10Bに示したように管162に流入したとき、オープンな空間164内のストリームライン168は広く、かつ滑らかに広がる；入口のエッジの丸みの大きい半径rに対して、 K_{in} は0.5と0.04の間の小さな値である。

【0061】

$u_1 = |u_1| \sin \omega t$ であれば、時間平均の圧力降下が、式(16)を時間につき積分することによって得られる：

【数94】

$$\begin{aligned}\overline{\Delta p_{ml}} &= \frac{\omega}{2\pi} \left(\int_0^{\pi/\omega} K_{out} \frac{1}{2} \rho |u_1|^2 \sin^2 \omega t \, dt - \int_{\pi/\omega}^{2\pi/\omega} K_{in} \frac{1}{2} \rho |u_1|^2 \sin^2 \omega t \, dt \right) \\ &= \frac{1}{8} \rho |u_1|^2 (K_{out} - K_{in}) \quad (17)\end{aligned}$$

この流体力学的平均圧力差を、

【数 9 5】

$$\dot{M}_2 = 0$$

に必要なとする蓄熱器両端の Δp_2 の源として使用することができる。

【0 0 6 2】

【数 9 6】

$$\dot{M}_2$$

のこのような簡単な制御は不利益なわけではないが、音響パワーは次の率で消失される：

【数 9 7】

$$\begin{aligned}\dot{E} &= S \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} \Delta p_{ml} u \, dt \\ &= S \frac{\omega}{2\pi} \left(\int_0^{\pi/\omega} K_{out} \frac{1}{2} \rho |u_1|^3 \sin \omega t \, dt - \int_{\pi/\omega}^{2\pi/\omega} K_{in} \frac{1}{2} \rho |u_1|^3 \sin^3 \omega t \, dt \right) \\ &= \frac{1}{3\pi} \rho |u_1|^2 |U_1| (K_{out} + K_{in}) \quad (18)\end{aligned}$$

$$= \frac{8}{3\pi} \overline{\Delta p_{ml}} |U_1| \frac{K_{out} + K_{in}}{K_{out} - K_{in}} \quad (19)$$

ここに、S は小さい管 1 6 2 の面積である。式 (19) は、所望の

【数 9 8】

$$\overline{\Delta p_{ml}}$$

を生成する最高の方法は、流体力学的な質量流れ抑制器を $|U_1|$ が小さい位置に挿入し、 $K_{out}-K_{in}$ ができる限り大きくなるような形状とすることである。

【0063】

エンジン120 (図8) において、 $|U_1|$ が蓄熱器122近傍で最も小さいが、付加的な要素を付加するために不便な位置である。第2の周温熱交換器134はほんのわずかに大きい $|U_1|$ を有し、また既に p_{10} が p_{1H} をわずかにリードすることを保証するためいくらか余分の消費を必要とし、したがって、第2の周温熱交換器134下方の空間が流体力学的質量流れ抑制の実験のための位置として選択された。本実施例において、流体力学的質量流れ抑制器140は、25個の同じテーパ付き孔の穿設された真ちゅうブロックから形成された「ジェットポンプ」である。各孔は、長さ1.82cm、第2の周温熱交換器134に最も近い上端で直径8.05mmであり、下方端で直径5.72mmである。孔の十分丸みの付けられた小径端部における終端効果は、強力に非対称であり、所望の

【数99】

$$\overline{\Delta p_{ml}}$$

を生ぜしめ、一方、孔の大径端部における速度は、マイナースロスが無視できるくらい十分小さい。端部が結合するテーパ部は、中間的なマイナースロスを阻止するのに十分ゆるやかである。選択された形状において、ジェットポンプ140は $\Delta p_2 = 930 \text{ Pa}$ の圧力を生成すると推定される。しかし、この推定は、ジェットポンプ140の二つの端部におけるマイナースロス間に相互作用のないことが保証される計算に基づいている。定常流れに対して、互いに近接して配置された二つのマイナースロス位置が、個々の Δp_2 の和よりも小さい Δp_2 という結果となる。

【0064】

ジェット・ポンプ140が設置され、エンジン120が図9の他の二つのデータ群と同じ動作点で動作させられる。ジェットポンプ140の温度分布は、

ラバー膜152ありの分布にほぼ回復される。さらに、ラバー膜152ありでこの動作ポイントに達するのに必要な熱入力量は、ほんの $Q_H=1520W$ である。ラバー膜152なしで必要になる余分な熱量は1400Wである。ジェットポンプ140の使用は、これを260Wへと82%減少させる。これはジェットポンプ140の有効性を明確に示している。

【0065】

可変の音響負荷（図示省略）を使用してエンジンの音響負荷を増大させることにより、温度分布の測定が、 $|p_{10}|/p_m=0.05$ の固定値において T_H の関数として行なわれた。これらの測定は、 $200^\circ \leq T_H \leq 725^\circ C$ において温度分布の直線性に検出可能な変化はないことを示した。したがって、ジェット・ポンプ140は負荷状態の変化に対しまったく影響されないように見受けられる。最後に、音響負荷を固定し、

【数100】

$$\dot{Q}_H$$

を変更することにより、固定された

【数101】

$$T_H \approx 525^\circ C$$

のときの温度分布が p_1 の関数として行なわれた。温度分布は $0.03 \leq |p_{10}|/p_m \leq 0.05$ の範囲において変化しない。より高い圧力振幅において、ジェット・ポンプが他の Δp_g の供給源に対して弱くなった。最も高い圧力振幅 $|p_{10}|/p_m=0.075$ に達したときに、蓄熱器の中央における温度がその低い値310℃から235℃に降下する。この量は、

【数102】

$$T_H - T_0 \approx 525^\circ C$$

のほんの15%の変化量に相当する。

【0066】

ジェット・ポンプ140によるこれらの測定中に得られた効率を、図11Aと11Bに示す。これらの測定中、最も高い効率は

【数103】

$$\eta = \dot{W} / Q_H = 0.17$$

であり、カルノー効率に対する割合の最大は、 $\eta_{11} = \eta / \eta_c = 0.27$ である。ここにカルノー効率は、 $\eta_c = 1 - T_c / T_H$ である。正しく配備されたラバー膜152において、最も高い観測された値は $\eta = 0.21$ および $\eta_{11} = 0.32$ である。測定中、エンジンの仕事出力

【数104】

$$\dot{W}$$

は、可変音響負荷に導出される音響パワーのみがカウントされ、共振器での消散は含まれない。したがって、これらの効率はエンジンと共振器のものを加算して現れ、共振器へ供給されるエンジンのパワーの効率はさらに高くなる。

【0067】

動作条件の広い範囲に渡って

【数105】

$$\dot{M}_2 = 0$$

を実施するために進行波デバイスが Δp_2 を供給すべく動作しているとき、ときには、質量流束抑制のための流体力学的方法の強さを調節することが望まれる。このような流体力学的方法を試験するために、図6に示す冷凍機装置が、図6に示した柔軟性のある膜108の代わりに、図12Aおよび12Bに示したようなスリット・ジェット・ポンプを含むように改造された。スリット172は、図10Aと10Bに図示したような非対称な流れをもたらし、またこれによって

【数106】

$$K_{out} \approx 1 \text{ と } K_{in} \approx 0.1$$

における式(17)に示したように Δp_2 を提供する。支点174が、スリット172の右壁176の移動を許容し、例えば圧力シールを介して手動調節するための外部ノブに連結されたレバー(図示省略)によって、または例えば蓄熱器98(図6)の中央にある温度センサーによって調整される自動制御装置によって移動される。このようにしてスリット172の右壁176の移動は、スリット172の面積を調節し、これによって $|u_1|$ を $|U_1|$ に対して変化させ、これによって Δp_2 が式(17)に基づいて変化される。

【0068】

この機構でのテストが、 T_c (0° から -70°C) の範囲および圧力振幅 $|p_1|/p_m$ (0.03 から 0.05) の範囲で、蓄熱器98の中央の温度を T_c と T_o の平均にはほぼ等しく、すなわち

【数107】

$$\dot{M}_2 = 0$$

を示す温度に保つようにスリット172の幅を調整可能であることを示した。これらの状況下で、冷凍機の性能は、柔軟性のある膜108を使用したときの性能と同様であった。

【0069】

本発明のこれまでの説明は、波長以下の長さの環状体と質量流束抑制のための柔軟性のあるバリア方法とを備える冷凍機の観点から、また波長以下の長さの環状体と質量流束抑制のための流体力学的方法とを備えるエンジンの観点からがほとんどである。しかし、熱緩衝柱と質量流束抑制のためのどちらかの方法の使用が、エンジンおよび冷凍機の両方で、これらのエンジンおよび冷凍機がここで説明した波長以下の長さの環状体を使用していようが、Ceperleyによって説明されるより全波長に近い環状体を使用していようが、適用可能である。付加的な柔軟性のあるバリア方法(ペローを含む)および付加的な流体力学的方法(上述した調節可能な方法を含む)も有効であることは、説明から明白である。質量流束抑制が局地化されるとしてここでは説明されているが、装置のいくつかの領域に渡って分布することもあり、例えば一つまたはそれ以上の熱交換器内にテ

ーパー付き経路を使用し、また環状体と側方分岐（例えば図8参照）との「T」結合部に非対称流体力学的作用を使用する場合である。

【0070】

本発明の全ての観点において、冷凍機としてヒートポンプと適用することができ、エンジンと冷凍機は同じ環状体を分担でき、マルチデバイスが環状体を分担でき、また共通のイナータンスと共通のコンプライアンスを分担するように多数の方法で連結できるマルチ環状体が明白である。このような状況において、各環状体はそれぞれの質量流束抑制器を必要とし、また大気温度以外の温度にある各熱交換器は近接する熱緩衝柱によって利益を受けるのが有利である。

【0071】

図13A-Dはこれらの実施例のいくつかを示す。これらの図面の説明において、用語の蓄熱器、熱交換器、質量流束抑制器、サーマルバッファ、イナータンス、コンプライアンスおよび他の用語は上述した詳細な説明と同じ意味を有しているので、詳細な説明は省略する。これらの要素の構成によって異なる実施例を提供するが、要素の異なる機能は提供しない。

【0072】

まず図13Aを参照して、要素のヒートポンプ形態を示す。環状体180はイナータンス202とコンプライアンス198を規定する。蓄熱器182が循環音響パワーに関して蓄熱器182から下流の周温熱交換器184とともに、環状体180内に配備されている。高温熱交換器186が蓄熱器182近傍に上流に配備されている。質量流束抑制器185が周温熱交換器184から下流に示されているが、環状体180内のどこか都合のよい位置に配置してもよい。この場合において、熱緩衝柱188が高温熱交換器186近傍に配備され、この熱交換器は装置の動作温度を規定する。音響パワー192が音響デバイス196によって発生され、側方分岐194を介して環状体180に入力される。

【0073】

図13Bは、図4で説明した本発明によるエンジンによって形成された音響ソース40と、図3で説明した本発明による冷凍機によって形成された音響シンク76との組み合わせを示し、同様の参照番号は図3と4の参照と同一にするよう

に同様の要素を表している。共通の側方分岐が図3と4に示した音響パワー42、72を伴う側方分岐44と74に対応している。

【0074】

図13Cは図13Bに示した実施例のさらなる改良であり、エンジン212と冷凍機230が単一の環状体210内に収容されている。エンジン212は蓄熱器216を含み、蓄熱器216に隣接する熱交換器214（周囲環境温度）と熱交換器218（動作温度）とを備え、動作温度の熱交換器218は蓄熱器216の下流であり、動作温度の熱交換器218から下流に近接する熱緩衝柱222を備える。必要ならば、エンジン212は、関連するイナータンス224とコンプライアンス226を有し、出力音響パワーの適切な位相を提供する。

【0075】

冷凍機230がエンジン212から音響パワー出力を受ける。冷凍機230は、近接して熱交換器232（周囲環境温度）と熱交換器236（動作温度）とを伴う蓄熱器234を含んでいる。熱緩衝柱238は動作温度の熱交換器236から下流にある。必要ならば、付加的なイナータンス242とコンプライアンス244を環状体210によって規定してもよい。本発明によれば、質量流束抑制器240は環状体210に含まれている。抑制器240は一般的に環状体210内のどこかに配備され、環状体210内で一箇所に設けてもよく、分布した抑制器として設けてもよく、分散した複数の構成要素として設けてもよい。

【0076】

図13Dは図3に示した冷凍機の並列多重形態を概略的に示す。同様の要素は同じ参照番号か、またはダッシュ付きの参照番号で示し、図3を参照して説明する。図示したように、一つまたはそれ以上の冷凍機セクションが、循環音響パワー38、38'のために共通コラム50によって連結されている。コラム50は並列冷凍機のためのイナータンスを規定する形態とすることができる。二つを超える冷凍機を並列に連結してもよいことが理解できる。さらに、図13Dは冷凍機を示しているが、同じ形態を図4に示したエンジンとして使用することもできる。

【0077】

スターリングサイクル進行波冷凍機とエンジンのこれまでの説明は図示と説明の目的で提示したもので、本発明を網羅し、またはこれを限定して精密な形態を説明することを意図したものではなく、上述の教示に照らして多数の修正例および変形例が可能である。実施例は本発明の原理とその実際の適用を最もよく説明するために選択し、説明した。これによって、当該技術に習熟した人にとっては、本発明を、意図した特定使用に適するように種々の実施例および種々の修正例にうまく利用することが可能である。

【図面の簡単な説明】

【図 1 A および図 1 B】

図 1 A および図 1 B は、それぞれ、従来技術のスターリングサイクル冷凍機の熱交換構成要素の略図、および位相ベクトル図である。

【図 2 A および図 2 B】

図 2 A および図 2 B は、従来技術のスターリングサイクルエンジンの熱交換構成要素の略図、および、それに伴う位相ベクトル図である。

【図 3】

図 3 は、本発明に従ったスターリングサイクル冷凍機の 1 つの実施形態を略図で示す。

【図 4】

図 4 は、本発明に従ったスターリングサイクルエンジンの 1 つの実施形態を略図で示す。

【図 5 A および図 5 B】

図 5 A および図 5 B は、本発明の基本的様相に相似の電気回路を示す。

【図 6】

図 6 は、膜による質量流量抑制器を有する本発明の冷凍機の断面図である。

【図 7】

図 7 は、図 6 に示された冷凍機について、低温熱交換器温度 T_c の関数としてのパワーのフローをグラフで示す。

【図 8】

図 8 は、流体力学的な質量流量抑制器を有する本発明のエンジンの断面図であ

る。

【図 9】

図 9 は、図 8 に示されたエンジンの蓄熱器における温度分布をグラフで示す。

【図 10 A および図 10 B】

図 10 A および図 10 B は、流体力学的な質量流量抑制器を通る非対称質量流量の略図である。

【図 11 A】

図 11 A は、 $T_H = 525^{\circ}\text{C}$ であるときの、図 8 に示されたエンジンの効率をグラフで示す。

【図 11 B】

図 11 B は、 $|p_1|/p_m = 0.05$ であるときの、図 8 に示されたエンジンの効率をグラフで示す。

【図 12 A および図 12 B】

図 12 A および図 12 B は、それぞれ、本発明で使用される可変スリット質量流量抑制器の側面断面図および平面図である。

【図 13 A】

図 13 A は、図 3 に示された冷凍機のヒートポンプ適合例を略図で示す。

【図 13 B】

図 13 B は、図 4 に示されたエンジンによって駆動される図 3 の冷凍機を略図で示す。

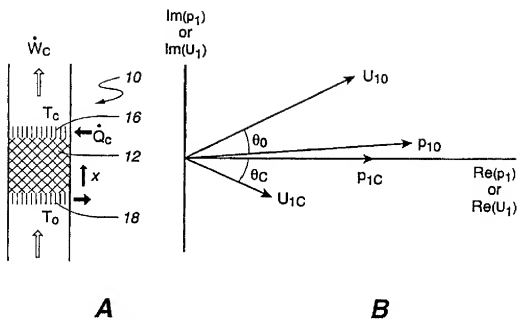
【図 13 C】

図 13 C は、単一の環状体の中に置かれた熱駆動冷凍機を略図で示す。

【図 13 D】

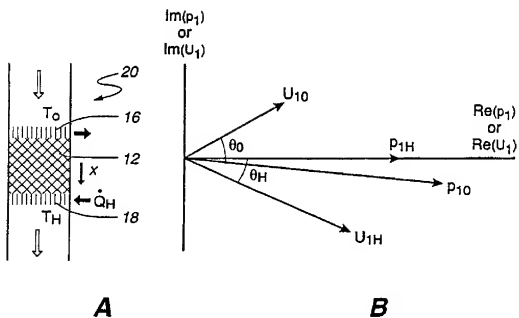
図 13 D は、単一の源と並行接続されて、その源から駆動される図 3 の複数の冷凍機を略図で示す。

【図1】



(先行技術の冷凍機)

【図2】



(先行技術のエンジン)

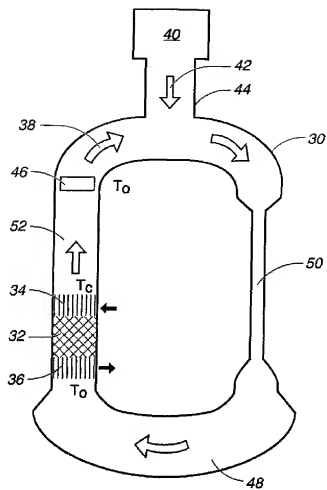


Fig. 3

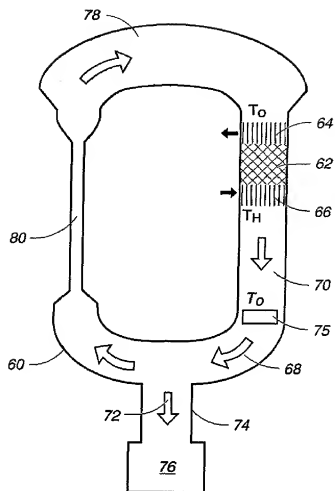


Fig. 4

【图 5 A】

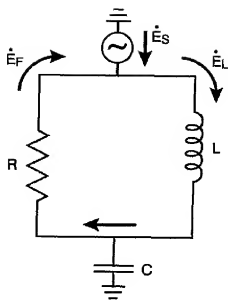


Fig. 5A

【图 5 B】

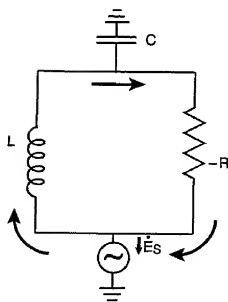


Fig. 5B

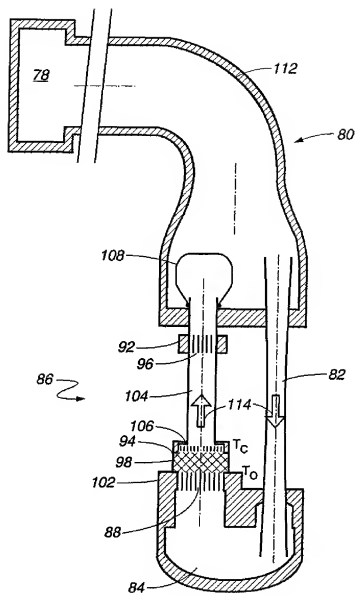
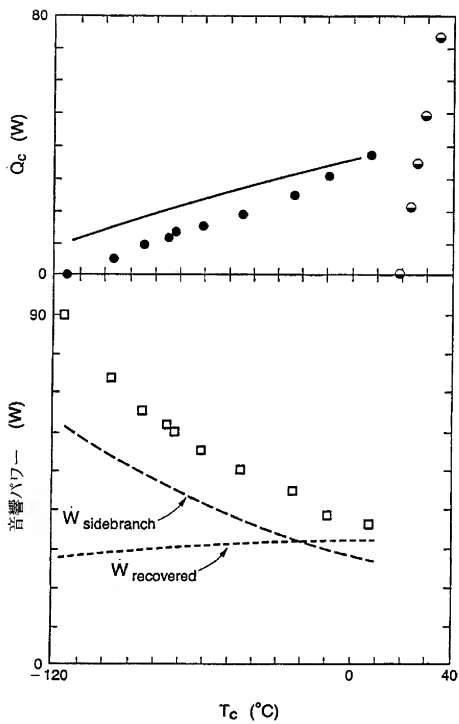
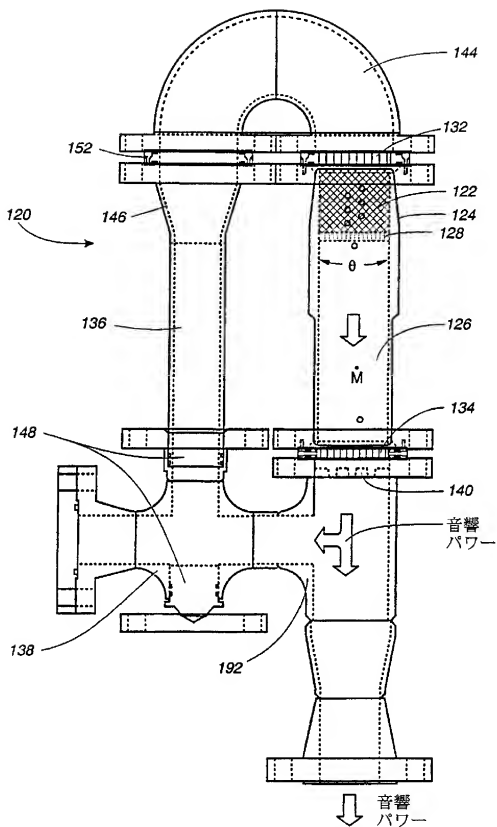


Fig. 6

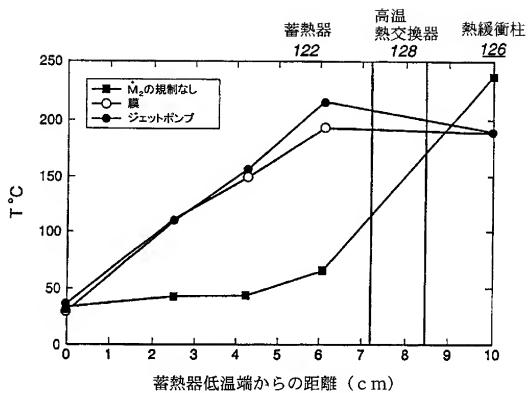
【図7】



【図8】



【図9】



【図10A】

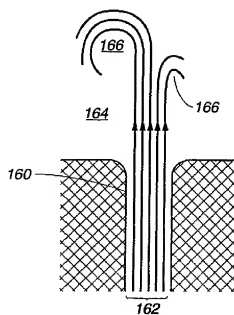


Fig. 10A

【図10B】

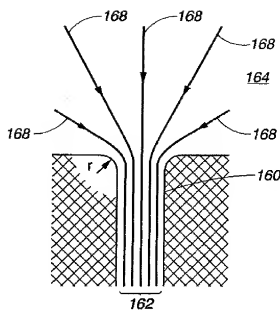
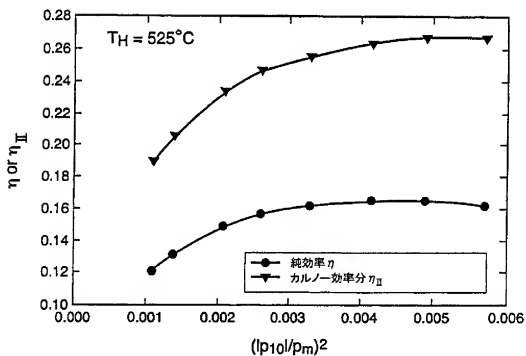


Fig. 10B

【図11A】



【図 1 1 B】

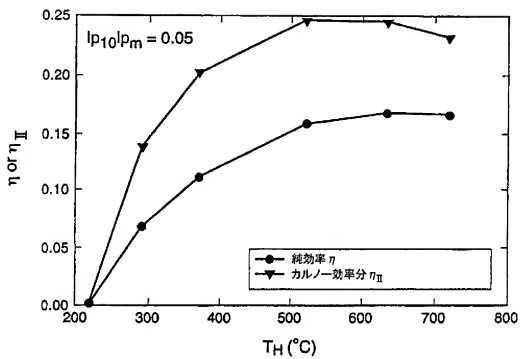


Fig. 12B

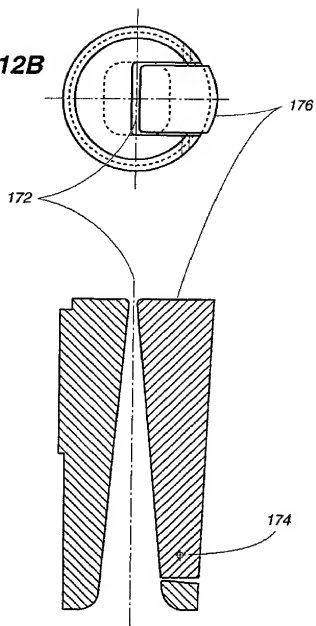


Fig. 12A

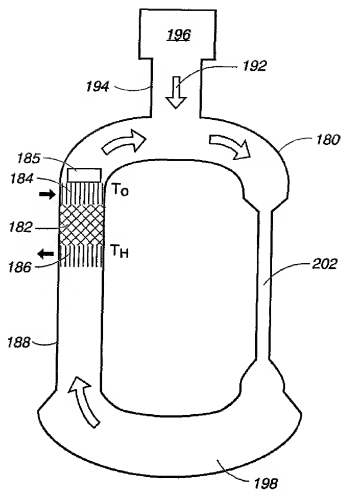


Fig. 13A

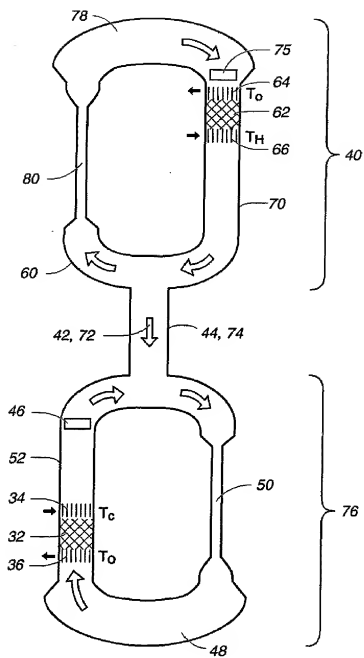


Fig. 13B

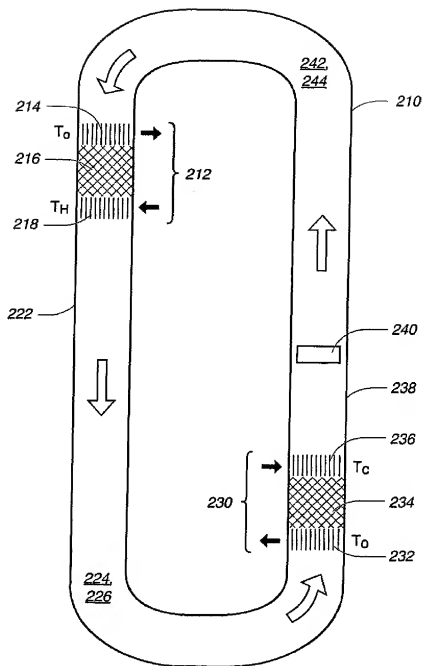


Fig. 13C

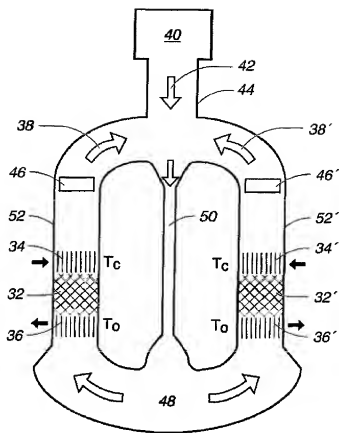


Fig. 13D

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/US00/01308

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER IPC(7) : F01B 29/10 US CL : 605/1, 522 According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC		
B. FIELDS SEARCHED Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols) U.S. : 605/17, 521, 522, 526 Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched NONE Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used) NONE		
C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	US 4,355,517 A (CEPERLEY) 26 October 1982, see figures 1-5.	1-22
A, P	US 5,933,920 A (SWIFT et al) 21 September 1999, see figure 2.	1-22
A	US 5,519,999 A (HARPOLE et al) 28 May 1996, see figure 10.	1-22
<input type="checkbox"/> Further documents are listed in the continuation of Box C. <input type="checkbox"/> See patent family annex.		
* Special categories of cited documents: "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance "B" earlier document published on or after the international filing date "L" document which may throw doubt on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special name (as specified) "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed	"I" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention "X" document of particular relevance, the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone "Y" document of particular relevance, the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is considered with one or more other such documents, such combinations being obvious to a person skilled in the art "A" document number of the same patent family	
Date of the actual completion of the international search 18 APRIL 2000		Date of mailing of the international search report 06 JUN 2000
Name and mailing address of the ISA/US Commissioner of Patents and Trademarks Box PCT Washington, D.C. 20531 Facsimile No. (703) 305-3230		Authorized officer: <i>Stella Cadmus</i> HOANG MINH NGUYEN Telephone No. (703) 308-0661

Form PCT/ISA/210 (second sheet) (July 1998)*

(81)指定国 EP(AT, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE), OA(BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG), AP(GH, GM, KE, LS, MW, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZW), EA(AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), AE, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BY, CA, CH, CN, CU, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, GB, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MD, MG, MK, MN, MW, MX, NO, NZ, PL, PT, RO, RU, SD, SE, SG, SI, SK, SL, TJ, TM, TR, TT, UA, UG, UZ, VN, YU, ZA, ZW

(72)発明者 バックハウス、スコット エヌ
アメリカ合衆国、87544 ニューメキシコ
州、ロス アラモス、リッジウェイ 4627

(72)発明者 ガードナー、デイビッド エル
アメリカ合衆国、87544 ニューメキシコ
州、ロス アラモス、ブライトン 512